ИЗВЕСТИЯ
ТОМСКОГО ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА имени С. М. КИРОВА

Том 147 1966

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ ГИБКИХ ШЛАНГОВ ГИДРОСИСТЕМ СТАНКОВ И МАШИН

И. А. НЕМИРОВСКИЙ, О. И. ВАСЕНКОВ, Ю. Я. КОМИСАРЕНКО

(Представлена научным семинаром кафедры технологии машиностроения)

В гидросистемах привода и управления машин и станков широко используются гибкие трубопроводы — шланги кордометаллической конструкции.

Известно, что под действием переменного во времени давления гибкие шланги деформируются, вследствие чего объем полости шланга изменяется [1, 2, 3, 4, 5]. Эти изменения объема полости шланга как бы модулируют расход жидкости через шланг, отражаясь на качестве динамических процессов, протекающих в гидросистеме.

Обычно в расчетах динамики гидросистем податливость шлангов и сжимаемость жидкости учитываются постоянным коэффициентом. При этом принимается, что модуль упругости трубопроводов с рабочей жидкостью, выполненных из стальных и медных труб, составляет $E_{тр} = 14000 \div 16000$ *кг/см²*, а для гибкого шланга РВД размером $16 \times 29{,}5$ *мм* в области давлений $3 \div 7$ *кг/см²*—$E_{шл} = 230$ *кг/см²*, в зоне давлений выше 20 *кг/см²*—$E_{шл} = 1250$ *кг/см²* [4].

Необходимо отметить, что применение термина «модуль упругости трубопровода» представляется нам несколько неудачным, так эта величина зависит не только от модулей упругости рабочей жидкости и материала трубопровода, но и от геометрических размеров последнего. Так же неудачным следует признать и примененный ранее авторами данной статьи термин «условный динамический модуль упругости» [6].

По нашему мнению, следует пользоваться понятием «коэффициент податливости трубопровода с рабочей жидкостью»:

$$k = \frac{dW}{dp} \cdot \frac{1}{W_0}, \qquad (1)$$

Где W_0 — первоначальный объем полости шланга;

W — значение объема полости шланга при давлении p. Тогда приращение расхода жидкости через гибкий шланг, вызванное пульсацией давления, будет равно:

$$\Delta Q_{шл} = -\frac{dp}{dt} : k \cdot W_0. \qquad (2)$$

Представляет интерес сравнение податливости шлангов различных конструкций и размеров, а также выявление точной зависимости величины податливости от давления. С этой целью авторами произведены

исследования податливости гибких шлангов на установке, схема которой изображена на рис. 1.

В корпус *6* ввернут штуцер *5* гибкого шланга *4*. Второй штуцер шланга заглушен пробкой *3*, имеющей отверстие, которое перекрывалось винтом *1* с прокладкой *2*. В качестве манометра использовался мембранный датчик, состоящий из корпуса *7*, мембраны *10*, крышки *9*. Величина давления фиксировалась по величине деформации мембраны, которая измерялась индикатором *8*. Плунжер *15* диаметром $d_п$ был притерт к отверстию в корпусе *6* так, что зазор между плунжером и отверстием составлял 0,004 *мм*.

Для повышения герметичности плунжер был дополнительно уплотнен круглым резиновым кольцом *16*. При давлении в шланге и корпусе,

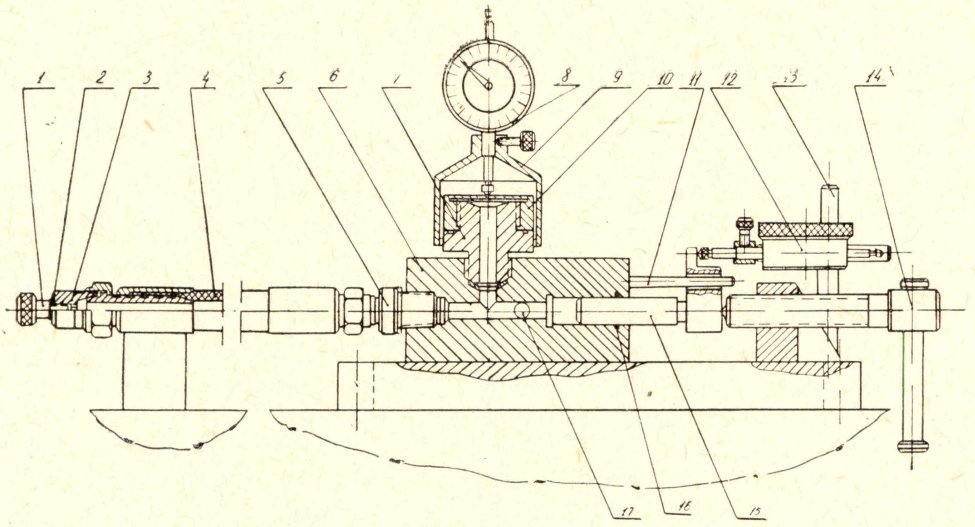

Рис. 1. Схема установки для исследования податливости гибких шлангов

равном 100 *кг/см²*, и неподвижном плунжере *15* в течение 30 минут падение давления не наблюдалось.

Плунжер перемещался при помощи винта *14*, причем угловая фиксация плунжера осуществлялась шрифтом *11*. Индикатор *12*, закрепленный на стойке *13*, фиксировал перемещение плунжера, т. е. величину приращения объема шланга ΔW_0. Приращение давления в системе фиксировалось по индикатору *8*. Значение $\kappa(p)$ подсчитывалось для интервалов давлений, равных 2 *кг/см²* по формуле

$$k(p) = \frac{\Delta W}{\Delta p} \cdot \frac{1}{W_0} = \frac{\Delta W}{2W_0}. \qquad (3)$$

При этом величина ΔW бралась с учетом приращений объема, вызванных сжимаемостью жидкости, наполняющей полости корпуса *6* и мебранного датчика *7*, и деформацией мембраны *10*.

Перед началом каждого испытания через систему прокачивалась рабочая жидкость, нагнетаемая насосной станцией, которая подсоединялась к корпусу *6* через отверстие *17* и герметичный кран высокого давления (на рис. 1 кран не показан). Из шланга жидкость стравливалась через отверстие в пробке *3*. После прогрева рабочей жидкости до температуры 40°С отверстие в пробке *3* перекрывалось винтом *1* при работающей насосной станции (переливной клапан которой настраивался на давление несколько меньшее, чем нижнее значение давления исследуемого диапазона.

Затем регулировкой клапана насосной станции давление поднималось до требуемой величины, насосная станция отключалась от полости корпуса *6* краном.

Перемещением плунжера *15* давление в шланге увеличивалось на 2 *кг/см*^{2}, по индикатору *12* фиксировалось перемещение плунжера Δl и подсчитывалось значение ΔW:

$$\Delta W = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} \Delta l. \qquad (4)$$

Была исследована податливость следующих шлангов:

СРТИ П ∅ 20 — 150 *ати*, ГОСТ 6286 - 60, L=1750;

ДСНС П ∅ 16 — 165 *ати*, ГОСТ 6286 - 60, L=540; и L=1280

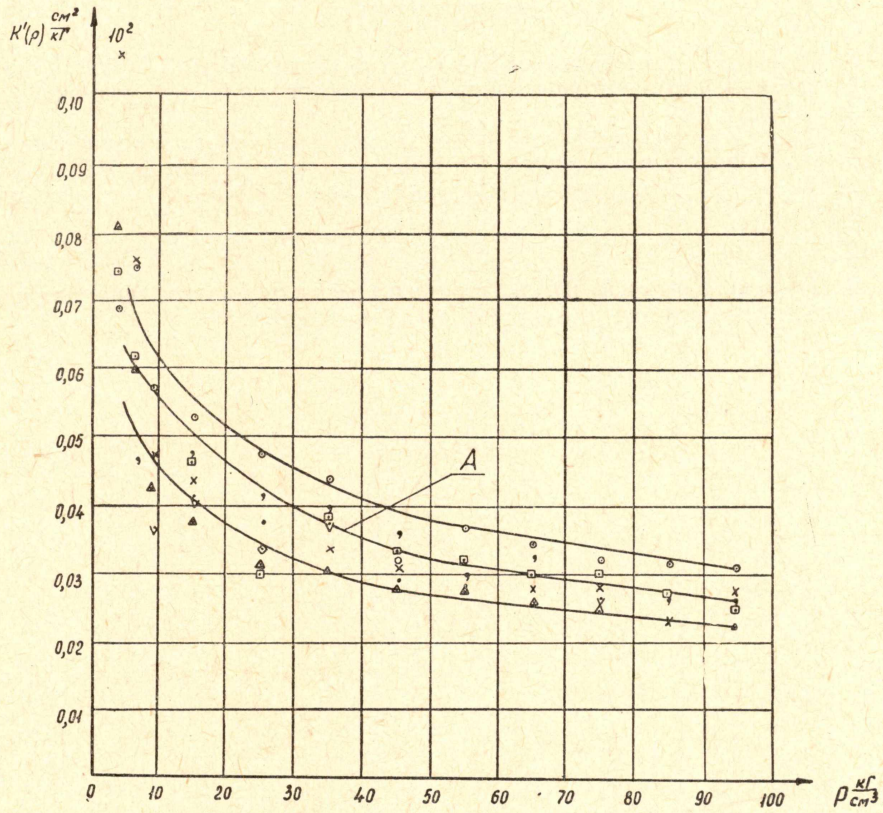

Рис. 2. Зависимость коэффициента $\kappa(p)$ от давления в шланге. Значками обозначены значения $\kappa(p)$ для шлангов:

СРТИ П ∅ 20—150 *ати*, L = 1750 — △,
ДСНХ П ∅ 16—165 *ати*, L = 540 — ×,
ДСНХ П ∅ 16—165 *ати*, L = 1280 — ·,
ЛРТИ ∅ 12—210 *ати*, L = 590 — ▽,
ЛРТИ ∅ 20—150 *ати*, L = 510 — ⊂⊃,
22Г10 — 150С, L = 180(—,
24Г12 — 150С, L = 180(— |·|

ЛРТИ ∅ 12 — 210 АТИ, ГОСТ 6286-60 L=590;

ЛРТИ ∅ 20 — 150 АТИ, ГОСТ 6286-60 L = 510;

24Г12 — 150С, ∅ 12, L = 1800 и 22Г10 — 150С, ∅ 10, L = 1800.

Результаты исследования приведены на рис. 2 и позволяют сделать следующие выводы:

1. Значение коэффициента податливости $\kappa(p)$ для шлангов испытанных типов и размеров располагаются в достаточно узкой полосе значений, что позволяет рекомендовать данные рис. 2 для расчетов податливости шлангов любых размеров данных типов, при этом может быть использована кривая A на рис. 2.

2. В области низких давлений ($1 \div 5$ *кг/см*^{2}) величина $\kappa(p)$ в несколько раз превосходит значение $\kappa(p)$ для диапазона $10 \div 15$ *кг/см*^{2} и выше.

3. Если при работе гидросистемы давление в шлангах изменяется в широком диапазоне, включающем область низких давлений, анализ динамических процессов должен проводиться с учетом нелинейной зависимости коэффициента $\kappa(p)$ от давления p, представленной на рис. 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Т. М. Башта. Машиностроительная гидравлика. Машгиз, 1963.
2. И. З. Зайченко. Автоколебания в гидропередачах металлорежущих станков. Машгиз, 1958.
3. Б. Л. Коробочкин. Выбор оптимальных параметров гидравлических следящих систем копировальных станков. Станки и инструмент, № 6, 1956.
4. В. А. Лещенко. Следящие гидравлические приводы для автоматизации станков. Машгиз, 1962.
5. Е. М. Хаймович. Гидроприводы и гидроавтоматика металлорежущих станков. Машгиз, 1959.
6. И. А. Немировский, Ю. Я. Комисаренко. Анализ динамики насосных станций гидросистем станков. Известия ТПИ, Томск, 1964.